

## **ВИВЧЕННЯ РОБОТИ І ХАРАКТЕРИСТИК ПОРШНЕВОГО КОМПРЕСОРА**

**Мета роботи** – вивчення будови та принципу дії одноступінчастого поршневого компресора, а також дослідження його технологічних і термодинамічних характеристик.

### **Основні теоретичні відомості**

У цілому ряді хімічних виробництв, зокрема таких важливих, як виробництво кислот, добрив, пластмас, скраплених газів та ін., у якості речовини використовують стиснені гази. Одним із представників класу машин для стиснення газів є поршневий компресор, принцип дії і основні характеристики якого подано на рис. 1.

Відомо, що процес стиснення газів у реальних машинах відрізняється від теоретичних моделей ізотермічного і адіабатного стиснення проміжним характером теплообміну стиснутого газу з навколишнім середовищем.

Оцінкою ефективності будь-якого процесу служить коефіцієнт корисної дії, що є співвідношенням ефекту, що досягається дійсно, і теоретично очікуваного.

Однією з основних характеристик процесу стиснення газу є потужність, що витрачається. При цьому очевидно, що витрата потужності в реальному компресорі буде більша від теоретичної потужності, а отже, і ККД у цьому випадку буде визначатися відношенням теоретичної потужності до реально витраченої.

Однак основні допущення теоретичних моделей ( $T_2 = T_1$  або  $S_2 = S_1$ ) приводять до різних значень теоретичних потужностей ізотермічного і адіабатного стиснення. Звідси виходить, що для визначення характеру теплообміну реального компресора з навколишнім середовищем необхідно обґрунтовано вибрати для порівняння теоретичну модель і зіставити з нею дійсний процес стиснення. Оскільки в установці організоване повітряне охолодження голівки циліндра, порівняння правомірно проводити з ізотермічною моделлю стиснення. У цьому випадку термодинамічний коефіцієнт корисної дії  $\eta_t$  є відношенням потужностей ізотермічного і реального процесів стиснення. Відомо, що системи повітряного охолодження не завжди досить ефективні. Тому процес стиснення в реальній машині може наближатися до адіабатного процесу, і ступінь цього наближення буде визначатися величиною адіабатного ККД  $\eta_{ад}$ , що дорівнює відношенню

потужностей адіабатного і політропного стиснення. У процесі виконання роботи варто оцінити ступінь наближення процесу стиснення в компресорі до кожного з теоретичних процесів. Варто пам'ятати, що параметрами, що безпосередньо регулюють характер теплообміну і визначають витрату потужності, є об'єм повітря, що перекачується,  $V$ , ступінь стиснення  $p_2/p_1$  і показник політропи  $m$ . Вивченню взаємозв'язку цих параметрів і присвячена розрахункова робота.

### Опис установки

Установка (рис. 1) складається з двоциліндрового поршневого компресора простої дії типу ВК із повітряним охолодженням і двома ресиверами 5, манометра 16, двох клапанів безпеки 15 і двох регулювальних кранів 17 для установки робочого тиску.

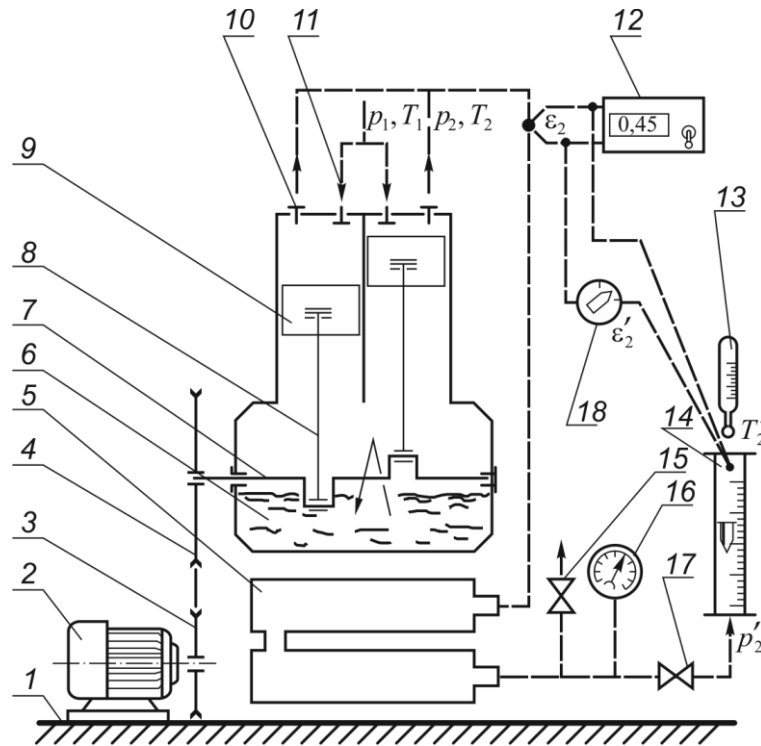


Рисунок 1 – Схема компресорної установки:

- 1 – станина; 2 – електродвигун; 3 – ведучий шків; 4 – ведений шків;  
 5 – ресивер; 6 – корпус компресора; 7 – колінчастий вал; 8 – шатун;  
 9 – поршень; 10 – нагнітальний клапан; 11 – всмоктувальний клапан;  
 12 – вольтамперметр; 13 – термометр; 14 – витратомір;  
 15 – запобіжний клапан; 16 – манометр;  
 17 – регулювальний кран; 18 – перемикач

Привод компресора складається із двигуна 2 і клинопасової передачі 3, 4. Відповідно до мети роботи установка оснащена поплавковим витратоміром типу РС-7 14 для виміру витрати повітря на лінії нагнітання і вольтамперметром типу ВК- 2-20 12 із цифровою індикацією для виміру електрорушійної сили (ЕРС), що виникає в термопарах. Термопара, яка встановлена у вихлопному патрубку компресора, вимірює температуру повітря безпосередньо після стиснення  $t_{2i}$ , а встановлена на виході з витратоміра – температуру повітря  $t'_{2i}$  в місці виміру витрати. Перемикання приладу на вимір необхідної температури здійснюється за допомогою перемикача 18.

Технічна характеристика компресора:

частота циліндрів	$z = 2;$
діаметр поршня	$d = 78,87 \cdot 10^{-3} \text{ м};$
хід поршня	$l = 80 \cdot 10^{-3} \text{ м};$
потужність електродвигуна	$N = 4 \text{ кВт};$
частота обертів електродвигуна	$n_{\text{д}} = 1440 \text{ хв}^{-1};$
діаметр ведучого шківa	$D_1 = 135 \cdot 10^{-3} \text{ м};$
діаметр веденого шківa	$D_2 = 330 \cdot 10^{-3} \text{ м};$
передаточне число передачі	$i = D_2 / D_1 ;$
частота обертів колінчастого вала	$n = n_{\text{д}} / i, \text{ хв}^{-1}.$

### Методика виконання роботи

Перед початком роботи вивчити інструкцію з користування установкою, пройти інструктаж з техніки безпеки, одержати завдання і дозвіл викладача на виконання роботи.

1. Відкрити повністю регулювальний вентиль 17 (рис. 1).
2. Включити вольтамперметр 12.
3. Включити електродвигун 2.
4. Регулювальним вентилем 17 встановити необхідний тиск  $P_{2i}$  на манометрі 16, кгс/см<sup>2</sup>.
5. Записати показники  $H_i$  витратоміра 14. За допомогою графіка  $V_{\text{д}} = f(H)$  (рис. 2) визначити дійсну продуктивність компресора  $V_{\text{д}(i)}$ , м<sup>3</sup>/с.



8. Повторити виміри за пунктами 4–6 для всіх заданих значень  $p_{2i}$ .

9. Після виконання роботи виключити електродвигун, виключити прилад 12, повністю відкрити вентиль 17.

### Обробка дослідних даних

Обчислити теоретичну продуктивність компресора  $V_T$ , м<sup>3</sup>/с:

$$V_T = 0,785d^2Lzn, \quad (1)$$

де  $d$  – діаметр поршня, м;  $L$  – хід поршня, м;  $z$  – число циліндрів;  $n$  – частота обертів веденого шківу, 1/с.

Обчислити теоретичний об'ємний коефіцієнт  $\lambda_{oi}$ :

$$\lambda_{oi} = 1 - \varepsilon \left[ \left( \frac{p_{2i}}{p_1} \right)^{\frac{1}{m}} - 1 \right], \quad (2)$$

де  $\varepsilon$  – частка шкідливого простору,  $\varepsilon = 0,08$ ;  $m$  – показник політропи,  $m = 1,25$ .

Обчислити теоретичний коефіцієнт подачі  $\lambda_{Vi}$

$$\lambda_{Vi} = (0,8 \div 0,9)\lambda_{oi}. \quad (3)$$

Обчислити теоретичну продуктивність компресора  $V_{Ti}$  для заданих значень  $p_{2i}/p_1$ , м<sup>3</sup>/с:

$$V_{Ti} = V_T \lambda_{Vi}. \quad (4)$$

Обчислити теоретичну потужність політропного стиснення  $N_{Ti}$ , Вт:

$$N_{\text{пті}} = 9,81 \cdot 10^4 \frac{m}{m-1} p_1 V_{Ti} \left[ \left( \frac{p_{2i}}{p_1} \right)^{\frac{m-1}{m}} - 1 \right], \quad (5)$$

де  $p_1 = 1$  кгс/см<sup>2</sup>.

Обчислити теоретичну потужність ізотермічного стиснення  $N_{\text{итi}}$ , Вт:

$$N_{\text{итi}} = 9,81 \cdot 10^4 \cdot p_1 V_{\text{ти}} \ln \frac{p_{2i}}{p_1}. \quad (6)$$

Обчислити теоретичну потужність адіабатного стиснення  $N_{\text{ати}}$ , Вт:

$$N_{\text{ати}} = 9,81 \cdot 10^4 \frac{k}{k-1} p_1 V_{\text{ти}} \left[ \left( \frac{p_{2i}}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right], \quad (7)$$

де  $k$  – показник адіабати:  $k = 1,4$ .

Обчислити дійсний показник політропи  $m_{\text{ди}}$  для стиснення повітря у компресорі:

$$m_{\text{ди}} = \frac{\ln \frac{p_{2i}}{p_1}}{\ln \frac{p_{2i} T_1}{p_1 T_{2i}}}, \quad (8)$$

де  $T_1$  й  $T_{2i}$  – температури газу до і після стиснення, К.

Привести дійсну продуктивність компресора  $V_{\text{ди}}$  до умов всмоктування, м<sup>3</sup>/с:

$$V'_{\text{ди}} = V_{\text{ди}} \frac{p_2 T_1}{p_1 T'_{2i}}, \quad (9)$$

де  $p'_2$  – тиск під поплавцем витратоміра, Па:  $p'_2 = \text{const}$ .

Тиск  $p'_2$  обчислити за умов рівноваги поплавця:

$$p'_2 f_{\text{п}} = G_{\text{п}} + p_1 f_{\text{п}},$$

де  $f_{\text{п}}$  – торцева площа поплавця при  $d_{\text{п}} = 40$  мм;  $G_{\text{п}}$  – вага поплавця ( $G_{\text{п}} = mg$ );  $m = 0,251$  кг.

Обчислити дійсну потужність стиснення  $N_{\text{ди}}$  в компресорі, Вт:

$$N_{ди} = 9,81 \cdot 10^4 \frac{m_{ди}}{m_{ди} - 1} p_1 V'_{ди} \left[ \left( \frac{p_{2i}}{p_1} \right)^{\frac{m_{ди}-1}{m_{ди}}} - 1 \right]. \quad (10)$$

Обчислити дійсний коефіцієнт подачі  $\lambda'_{Vi}$ :

$$\lambda'_{Vi} = \frac{V'_{ди}}{V_T}. \quad (11)$$

Обчислити ізотермічний ККД  $\eta_{ii}$  компресора:

$$\eta_{ii} = \frac{N_{итi}}{N_{ди}}. \quad (12)$$

Обчислити адіабатний КПД  $\eta_{ai}$  компресора:

$$\eta_{ai} = \frac{N_{ати}}{N_{ди}}. \quad (13)$$

Результати обчислень за формулами (3) – (13) занести у табл. 2.

Таблиця 2 – Значення розрахункових параметрів

$\frac{p_{2i}}{p_1}$	$\lambda_{Vi}$	$\lambda'_{Vi}$	$V_{итi},$ м <sup>3</sup> /с	$V_{ди},$ м <sup>3</sup> /с	$m_{ди}$	$N_{итi},$ Вт	$N_{итi},$ Вт	$N_{ати},$ Вт	$N_{ди},$ Вт	$N_{pV},$ Вт	$\eta_{ii}$	$\eta_{ai}$

За вказівкою викладача побудувати графіки з переліку:

$$\lambda_{Vi} = f\left(\frac{P_{2i}}{P_1}\right) \text{ і } \lambda'_{Vi} = f\left(\frac{P_{2i}}{P_1}\right); \quad V_{Ti} = f\left(\frac{P_{2i}}{P_1}\right) \text{ і } V'_{Ti} = f\left(\frac{P_{2i}}{P_1}\right);$$

$$N_{итi} = f\left(\frac{P_{2i}}{P_1}\right); \quad N_{ди} = f\left(\frac{P_{2i}}{P_1}\right); \quad \eta_{ii} = f\left(\frac{P_{2i}}{P_1}\right) \text{ і } \eta_{ai} = f\left(\frac{P_{2i}}{P_1}\right).$$

Обчислити теоретичну межу стиснення для компресора:

$$\frac{p_2}{p_1} = \left( \frac{\varepsilon + 1}{\varepsilon} \right)^{\bar{m}_d}, \quad (14)$$

де  $\bar{m}_d$  – середній показник політропи в експерименті.

Побудувати схематичну  $p - V$  діаграму за даними табл. 2.

Приклад побудови див. на рис. 4:

а) на міліметровий папір нанести осі координат і вибрати масштаб для величин  $p$  і  $V$ ;

б) провести ізобари  $p_1$  і  $p_{2i}$ ;

в) на ізобарі  $p_1$  відкласти відрізок  $AB$ , пропорційний об'єму  $V_T$ ;

г) із точки  $B$  відкласти відрізок  $BA_1$ , пропорційний об'єму всмоктування  $\lambda_{o1} V_T$ ;

д) із точки  $D_1$  відкласти відрізок  $D_1C_1$ , пропорційний об'єму, що нагнітається  $\lambda_{V1} V_T$ ;

е) обчислити площу фігури  $BA_1D_1C_1$  з урахуванням масштабу за осями у відповідній розмірності. Результат внести в стовпчик  $N_{pV}$  табл. 2;

ж) повторити дії за пунктами г... е для усіх значень  $p_{2i}$ .

з)  $N_{pV}$  – площа  $A_iB_iC_iD_i$  (за діаграмою  $p - V$ ).



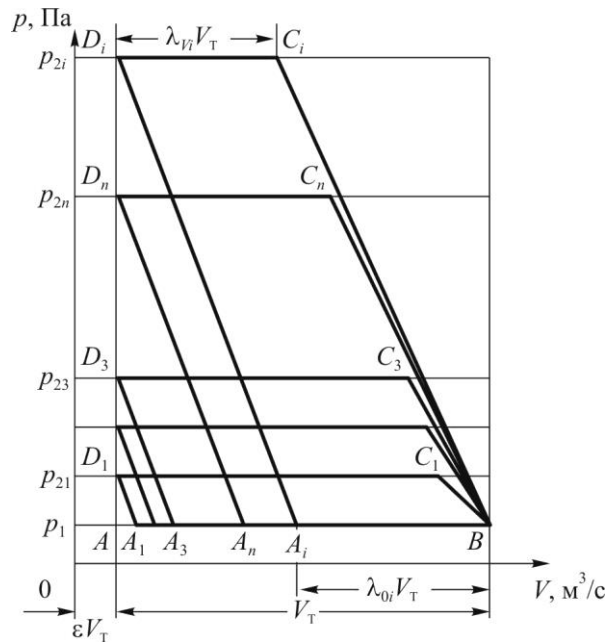


Рисунок 4 – Приклад побудови схематичної  $p$ – $V$  діаграми стиснення для поршневого компресора

### Питання для самоконтролю

1. Назвати процеси стиснення в компресорних машинах. Дати їхню коротку характеристику.
2. Витрата потужності для різних процесів стиснення. Короткий аналіз, порівняння.
3. Зображення процесів стиснення на  $T - S$  діаграмі.
4. Будова і принцип дії поршневого компресора простої дії, його продуктивність.
5. Будова і принцип дії поршневого компресора подвійної дії, його продуктивність.
6. Шкідливий простір, його природа та значення у роботі компресора.
7. Об'ємний коефіцієнт  $\lambda_0$ . Фізичний зміст, спосіб розрахунку.
8. Коефіцієнт подачі  $\lambda_V$ . Фізичний зміст, спосіб розрахунку.
9. Межа стиснення, фізичний зміст, спосіб визначення.
10. Індикаторна діаграма поршневого компресора.
11. Мета і методика виконання роботи.
12. Оцінити ступінь наближення реального процесу до теоретичних процесів і вказати параметри оцінки.

### Особливості підготовки індивідуального завдання

Індивідуальне завдання представляє собою розрахунок основних характеристик центробіжного насоса та вибір насосу з тих, що випускаються серійно.

Завдання здається викладачу згідно плану навчального процесу. Оцінка виставляється після перевірки викладачем та захисту студентом індивідуального завдання.

### Оформлення письмової роботи

Індивідуальне завдання виконується у формі рукопису на стандартних аркушах формату А4 шрифтом Times New Roman 14 pt через 1,2 інтервали з використанням абзацного відступу 1,25 мм і вирівнювання тексту «По ширині».

Рукописний текст повинен бути виконаний креслярським шрифтом.

Індивідуальне завдання брошурується в папку і здається викладачу в день захисту роботи.

Індивідуальне завдання

- 1) титульний лист (приклад оформлення дає викладач);
- 2) власне текст роботи (приклад розрахунків дає викладач);
- 3) список використаних джерел.

У список використаних джерел слід включити всі джерела, які нумеруються в порядку їх цитування в тексті.

Список джерел інформації оформлюється у відповідності до ДСТУ 8302:2015 «Інформація та документація. Бібліографічне посилання. Загальні положення та правила складання».

Текст роботи повинен містити посилання на джерела інформації у квадратних дужках із зазначенням номера джерела у списку використаних джерел.